

文章编号: 1673-3851 (2014) 05-0507-05

# 水下控制腔内部自然对流换热特性及其影响因素研究

吴震宇<sup>1</sup>, 应志平<sup>1</sup>, 周建平<sup>2</sup>, 胡旭东<sup>1</sup>

(1. 浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018; 2. 国家海洋局第二海洋研究所海底科学重点实验室, 杭州 310012)

**摘要:** 海洋装备电子控制腔有效散热能力是其持续工作的重要保证。以含内热源的封闭腔体为研究对象, 采用基于 Boussinesq 近似的零方程模型对腔内空气的湍流自然对流进行建模, 并使用有限体积法完成数值计算, 分析了腔体内部温度分布和空气流动规律。结合控制腔功能设计要求, 着重讨论了热源不同位置, 铝合金隔板厚度和间距等因素对气密腔体内自然对流散热效果的影响规律。研究的结果为海底长周期运行装备控制腔热设计提供了参考依据。

**关键词:** 封闭腔体; 内热源; 自然对流; 数值仿真; 换热

**中图分类号:** TK124      **文献标志码:** A

## 0 引言

在线式海底探测设备通过光电复合缆获得电能, 并将所采集到的探测数据通过光缆发送至岸基。随着观测能力增强, 搭载在探测设备内的电子控制腔内部电路功率及其发热也明显增大, 成为影响控制腔稳定运行的重要原因。陆地设备常采用的强迫风冷、水冷散热方式, 虽然能够有效降低热源温度<sup>[1]</sup>, 但是不适用于海底环境, 而热传导散热方式需要导热板与热源直接接触, 降低了内部电子元件的绝缘电阻。自然对流散热较上述方式具有可靠、稳定、安全、寿命长的优点。在自然对流散热条件下, 给定表面积的腔体具有确定的散热界限, 若超出该限度, 腔内温度将会急剧升高, 进而造成腔内电子设备失效。因此, 气密腔体散热性能成为海底探测设备关键指标之一, 国内外学者从理论和实验方面对该问题进行了大量研究。

近年来, 计算流体力学(CFD)数值仿真方法在研究流体传热方面获得了广泛应用。Ben 等<sup>[2]</sup>对封闭腔体内底板发热, 顶板冷却的形式进行了层流自然对流的数值研究; Das 等<sup>[3]</sup>研究了方腔倾斜角度

对内部自然对流的影响; Zhao 等<sup>[4]</sup>研究了当同时存在内外热源时, 腔体的自然对流换热问题; Altac 等<sup>[5]</sup>研究了封闭腔体内部中心垂直放置发热板时层流自然对流问题; Sheremet<sup>[6]</sup>对腔体内湍流自然对流进行了数值仿真。

上述文献大多以方形腔体为研究对象, 但在深海高压环境下, 圆柱腔体较方形腔体具有更好的承压特性。因此, 本文以实现控制腔体功能设计要求为基本前提, 考察圆柱腔体内部空气流动情况, 开展含内热源的气密腔体内热力学三维数值模拟, 着重探讨热源不同位置, 铝合金隔板厚度和间距等因素对封闭腔体内自然对流散热效果的影响, 为此类热设计问题提供一定参考。

## 1 物理模型与数值计算方法

### 1.1 物理模型及网格边界条件

气密性圆柱腔体内部自然对流物理模型如图 1 所示, 参考坐标原点设在圆柱腔体左端面圆心上,  $x$  轴正方向指向圆柱体右端面,  $y$  轴正方向与重力方向相反。该气密性圆柱腔体采用铝合金材料制成, 其内径  $d=220$  mm, 外径  $D=256$  mm, 内空腔长度

收稿日期: 2014-03-17

基金项目: 国家高技术研究发展计划(863 计划)(2012AA09A404)

作者简介: 吴震宇(1978-), 男, 浙江杭州人, 副教授, 研究方向为机电控制系统集成设计。

通信作者: 胡旭东, E-mail: xdhu@zstu.edu.cn

$l=450$  mm, 外空腔长度  $L=540$  mm。控制腔内功耗电路使用长方体热源表示(高 10 mm、宽 25 mm、长 50 mm), 等效热功率为 10 W。在腔体内部设有两块铝合金隔板作为热源支撑平台, 从而将内空腔隔成三层, 将隔板间距记为  $H$ 。这种隔板分层结构能够充分利用腔内有限空间, 便于控制模块布置和固定。该模型中的传热介质物理参数值如表 1 所示。

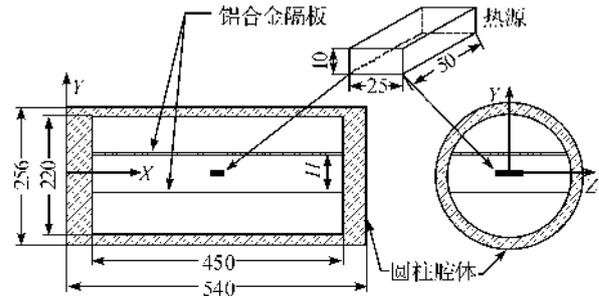


图1 气密性圆柱腔体内部自然对流物理模型(单位:mm)

表1 物理模型物性参数

模型参数	初始温度 $T/^\circ\text{C}$	密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	热导率 $\gamma/(\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K}))$	比热 $C/(\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K}))$
空气	20.0	1.161 4	0.026 1	1 005.0
热源	20.0	2 800.0	205.0	900.0
铝合金隔板	20.0	2 700.0	240.0	336.0
圆柱腔体	20.0	4 508.0	21.5	218.0

环境温度为  $20^\circ\text{C}$ , 选择空气作为流动工质, 计算边界设置为 opening。分别采用六角优先网格和六面体笛卡尔结构化网格对圆柱腔体和热源进行网格划分, 在热源及隔板边界上采用 O 型非结构化网格, 其目的是提高网格划分精度, 如图 2 所示, 在热源及其附近热量集中处加密网格数量, 整体计算区域由结构化网格和非结构化网格共同组成。

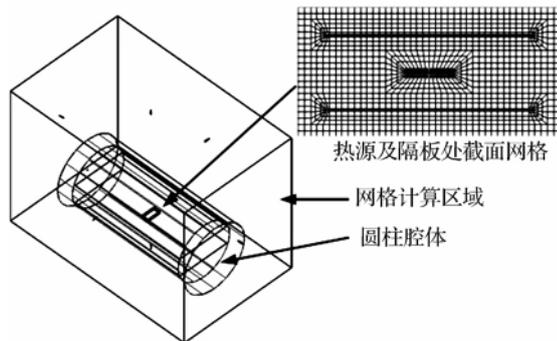


图2 模型网格划分

## 1.2 数值计算方法

该模型数值求解的控制方程如下:

质量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = \nabla p + \nabla \cdot \tau + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2)$$

其中  $p$  为静压力,  $\tau$  为应力张量。

能量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \nabla \cdot (\rho \vec{h} \vec{v}) = \nabla \cdot [(k + k_t) \nabla T] + S_h \quad (3)$$

本数值仿真模型基于空气作为流动工质, 根据

零方程模型进行湍流的数值模拟, 控制方程如下:

湍流粘度方程:

$$\mu_t = \rho l_s^2 \quad (4)$$

其中  $l = \min(kd, 0.09 d_{\max})$ ,  $d$  为到壁面的距离,  $k$  为卡门常数, 取  $k=0.419$ ,  $s$  为平均张量应变速率系数, 湍流普朗特数  $Pr=0.85$ 。

本模型是关于气密性封闭区域内的自然对流散热问题, Boussinesq 近似法比理想气体模型更适用于封闭区域内温度变化较小的纯自然对流<sup>[7]</sup>。浮升力的影响可以由雷利数来表示:

$$Ra = \frac{g \beta \Delta T L^3 \rho}{\mu \alpha} \quad (5)$$

其中  $\beta$  是热膨胀率,  $\alpha$  为热扩散率。

腔体内壁和腔体外壁存在温度差, 以热传导方式发生热交换。空气对辐射的吸收、反射与散热都可以忽略不计, 只考虑物体面对面的辐射。不考虑投射, 离开某特定表面的热流有两部分组成, 一部分为该表面直接发射的热量, 一部分为该表面反射的热量, 其反射的热量多少取决于该表面从周围吸收到的热量。

离开表面 A 的总热量为:

$$q_{out,A} = \epsilon_A \sigma T_A^4 + \rho_A q_{in,A} \quad (6)$$

其中,  $q_{out,A}$  为离开表面 A 的总热量,  $\epsilon_A$  为该表面的发射率,  $\sigma$  为玻尔兹曼常数,  $q_{in,A}$  为该表面从周围吸收到的热量。

## 1.3 网格无关性验证

本文所采用的自然对流压力、动量松弛因子分别是 0.7 和 0.3。为验证网格无关性, 采用了不同方案的网格划分进行验证。以腔体模型为例, 三种网格数分别为 483 576、544 434、567 468。计算结果

表明在不同网格下的结点温度相差很小,说明计算结果与网格无关,择优选择网格数为 544 434 的网格划分法,即热源网格使用 2 mm 的立方体网格,铝合金隔板使用 10 mm×10 mm×1 mm 的长方体网格。

## 2 实验及仿真结果分析

### 2.1 实验设计及温度对比

为了验证仿真计算的有效性,搭建了腔体温度采集实验装置对气密腔体内热源结点温度进行采集。受到圆柱腔体中空间限制,本文仅对热源位于圆柱腔体中间位置( $x=l/2, y=0, z=0$ )时的结点温度进行测量,如图 3 所示。采用导热硅脂使温度传感器与热源充分接触,经过一段时间后,热源温度达到稳定,即为结点温度,多次测量结果的平均结点温度为 81.7℃,该位置的仿真结点温度为 85.1℃,误差为 3.99%。考虑到实验的误差因素,如环境温度波动、支架和导线的导热效应、传感器与热源之间的接触误差等,认为此数值仿真结果基本能够满足实际工作特性。

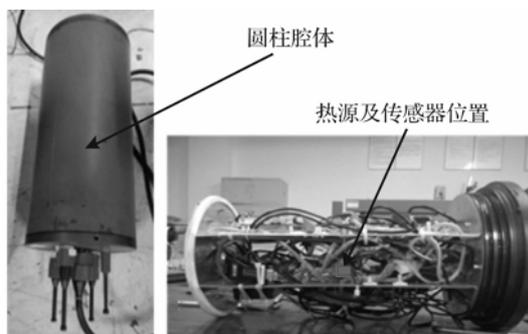


图 3 圆柱腔体内热源温度采集实验平台

### 2.2 热源在垂直方向上位置变化对散热效果的影响

为了比较热源位置对散热效果的影响规律,分别对 9 种不同的热源位置( $x=L/2, z=0, y$  在 -80 mm 到 80 mm 区间内以 20 mm 间隔均匀变化)散热效果进行了数值模拟。热源结点温度曲线如图 4 所示,结果表明:当热源在腔体中央位置附近处,结点温度最低;而当热源接近腔体顶部位置处,结点温度最高;靠近空腔底部时温度相对较高。

腔内气体流动路径能够解释这一现象,如图 5 (a)所示,当热源处于腔体中央位置时,热源上方空气受热膨胀,空气密度下降,在重力作用下上升,当热空气上升碰到腔体上壁面时,上升气流被阻隔。热空气遇到温度较低的壁面后将一部分热量传递给壁面,并向顶部四周散开。热空气在沿着壁面流动

的同时,热量不断散失,当碰到左右端面的时候,气流再一次被阻隔,并且转而向下流动,从而在腔体内形成明显涡流,能够将热源所散发热量快速带走。但当热源在腔体底部位置时,如图 5(b)所示,热源下表面处没有足够的冷空气补充,冷却效果较差,热源温度较高。而热源处于腔体的顶部位置时,如图 5(c)所示,热空气上升途径被腔体上壁面阻隔,整体未能形成明显的涡流,虽然热源下方有充足冷空气,但是上方热空气未能迅速散热,热量积聚,导致热源温度难以下降。

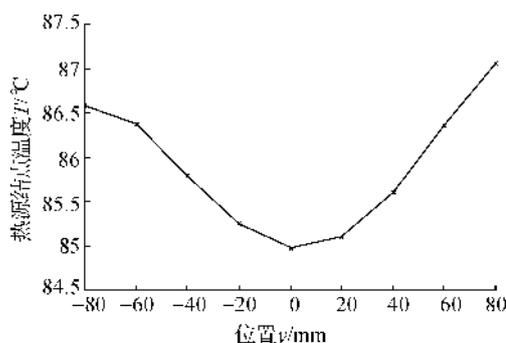
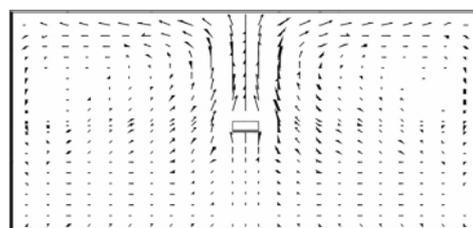
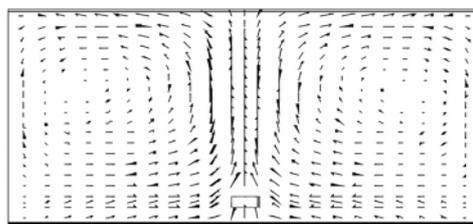


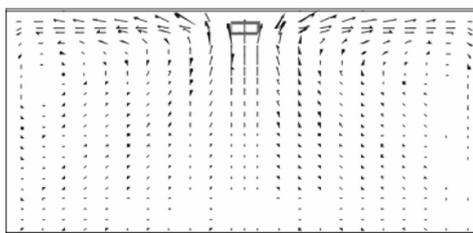
图 4 热源在垂直方向上不同位置时的结点温度



(a) 热源位于腔体中央位置( $V_{\max}=0.079$  m/s)



(b) 热源位于腔体底部位置( $V_{\max}=0.061$  m/s)



(c) 热源位于腔体顶部位置( $V_{\max}=0.043$  m/s)

图 5 平面( $x=45\sim 495$  mm,  $y=-110\sim 110$  mm,  $z=0$ )上的速度矢量图

### 2.3 铝合金隔板厚度对散热的影响

将热源放置在腔体中央( $x=L/2, y=0, z=0$ ),

隔板间距  $H=70$  mm。变化隔板厚度,热源结点温度的变化规律如图6所示。在隔板间距保持不变前提下,隔板厚度增大,热源的结点温度相应降低,说明散热效果增强。其中,当隔板厚度在  $0\sim 2$  mm 之间变化时,热源结点温度下降趋势最明显;当隔板厚度大于  $2$  mm 后,热源结点温度下降趋势减小,趋于平缓。产生这一现象的主要原因是铝合金材料隔板所具备的优良热传导能力,如图7所示,当上升热流碰到上层隔板,热流散开同时将热量传递给隔板。

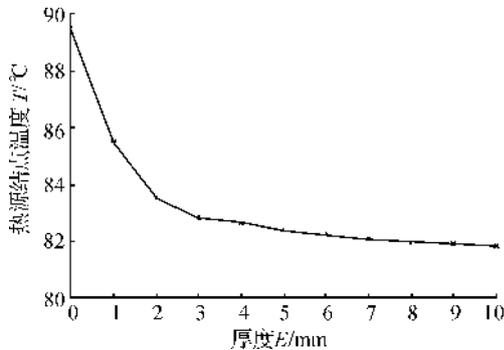


图6 热源在不同厚度隔板中间的温度曲线

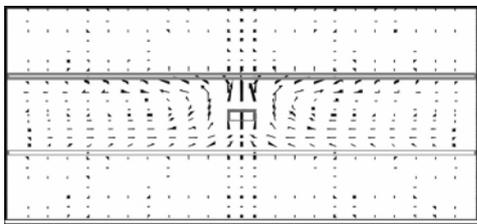


图7 隔板具有厚度时自然对流速度矢量图( $V_{\max}=0.058$  m/s)

#### 2.4 铝合金隔板间距对散热的影响

图8显示了当隔板间距变化时热源结点温度变化曲线。当间距小于  $25$  mm,温度变化曲线斜率较大。说明在此区域中隔板间距变化对热源结点温度影响效果明显,当间距大于  $25$  mm,曲线斜率趋于平缓,表明隔板间距变化对热源散热效果影响较小。当间距大于  $75$  mm 时,热源的结点温度达到最高,间距继续增大,结点温度有下降趋势。热源上下表

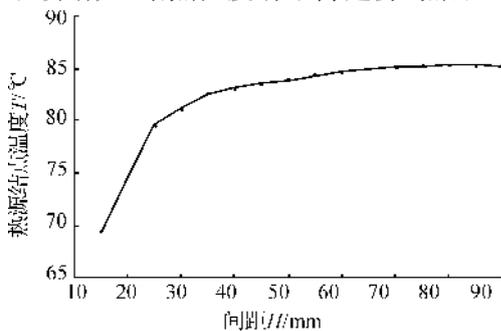


图8 不同隔板间距的温度曲线

面垂直方向上的空气温度梯度如图9所示,横坐标代表隔板与热源表面的距离,距离热源  $0\sim 9$  mm 区域内,热源的温度梯度较大,隔板间距位于该范围内,空气热传导特性起到了主要的热传递作用,将该区域称为空气热导区域。当隔板间距在该范围外时,空气主要以对流传热方式将热量传递给隔板,将该区域称为空气对流区域。

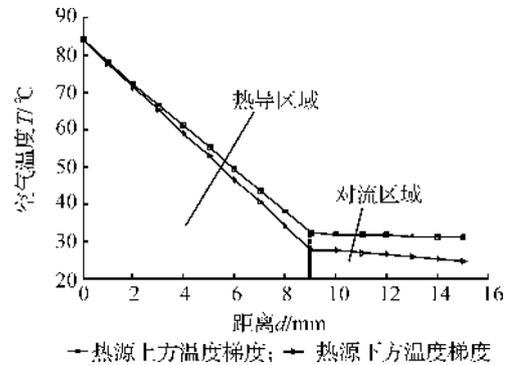


图9 热源上下表面在垂直方向上的温度梯度

### 3 结论

本文对气密性腔体内部热源的自然对流散热现象进行了数值仿真和实验研究,并分析了3种因素对热源散热的影响规律。a) 从对流换热角度分析,热源位置设置应能遵循如下条件:在热源上方热空气上升,热源下方冷空气能进行补充,有效形成冷热空气对流涡旋。b) 分析了隔板厚度对热源散热的影响规律,增加铝合金隔板厚度有助于改善腔内换热效果,但过厚隔板将会占据腔内空间,降低了空间利用率。c) 隔板在热导区域内时热源散热效果较对流区域内好,但铝合金隔板离热源的距离不宜过近,否则会降低电控系统绝缘电阻特性。

#### 参考文献:

- [1] Karim O, Crebier J C, Gillot C, et al. Heat transfer coefficient for water cooled heat sink: application for standard power modules cooling at high temperature [C]//Power Electronics Specialists Conference, 2001. PESC. 2001 IEEE 32nd Annual. IEEE, 2001; 1938-1943.
- [2] Ben N K, Chouikh R, Kerkeni C, et al. Numerical study of the natural convection in cavity heated from the lower corner and cooled from the ceiling[J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26(7): 772-775.
- [3] Das M K, Reddy K. Conjugate natural convection heat transfer in an inclined square cavity containing a conducting block[J]. International Journal of Heat and Mass

- Transfer, 2006, 49(25): 4987-5000.
- [4] Zhao F Y, Tang G F, Liu D. Conjugate natural convection in enclosures with external and internal heat sources [J]. International Journal of Engineering Science, 2006, 44(3): 148-165.
- [5] Altac Z, Kurtul Ö. Natural convection in tilted rectangular enclosures with a vertically situated hot plate inside[J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(11): 1832-1840.
- [6] Sheremet M A. Numerical simulation of turbulent natural convection in electronic enclosure[C]//Micro/Nanotechnologies and Electron Devices (EDM), 2010 International Conference and Seminar on. IEEE, 2010: 177-180.
- [7] Raji A, Hasnaoui M, Bahlaoui A. Numerical study of natural convection dominated heat transfer in a ventilated cavity; case of forced flow playing simultaneous assisting and opposing roles[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2008, 29(4): 1174-1181.

## Research on Heat Transfer Characteristics of Natural Convection and Its Influence Factors in Underwater Control Chamber

WU Zhen-yu<sup>1</sup>, YING Zhi-ping<sup>1</sup>, ZHOU Jian-ping<sup>2</sup>, HU Xu-dong<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China; 2. The Second Institute of Oceanography SOA, Hangzhou 310012, China)

**Abstract:** Effective heat dissipation performance of electronic control chamber of ocean equipment is the important assurance of continuous working. This paper takes sealed chamber including internal heat source as the object of study, adopts zero-equation model based on the Boussinesq approximation to construction the model for natural convection in the chamber, uses finite volume method to complete numerical calculation and analyzes temperature distribution and airflow law in the chamber. In combination of function design requirement of the control chamber, this paper mainly discusses the influence law of different heat source positions, the thickness and distance of the aluminum alloy plates on natural convection heat dissipation effects in the airtight chamber. The research results provide reference for thermal design of control chamber of long-period operating equipment in the seabed.

**Key words:** sealed chamber; internal heat source; natural convection; numerical simulation

(责任编辑: 康 锋)